

吸收式 冷凍사이클에서 溶液熱交換器가 成積係數에 미치는 影響의 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 研究

金 茂 根 * , 金 孝 經 **

1. 諸 論

NH_3 를 冷媒로 使用하고 A_2C_1 을 吸收劑로 使用하는 吸收式 冷凍機가 1824 年에 Michael Faraday 에 의해 처음 紹介된 以後 여러가지 吸收劑, 冷媒의 開發과 함께 많은 吸收式 冷凍機가 開發되었다. 吸收式 冷凍機는 作動流體로서 주로 $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ 와 $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ 를 使用하는데 本 研究에서는 $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ 를 作動流體로 使用하였다.

蒸氣壓縮式 冷凍機의 成積係數가 보통 2-4 정도인 반면, 吸收式 冷凍機의 成積係數는 熱力學 제 2 法則에 의해 훨씬 낮은 값으로 制限되어 있다. 즉 吸收式 冷凍機의 最大到達成積係數는 蒸發槽 溫度와 凝縮槽 溫度에서 作動하는 카르노 冷凍사이클의 成積係數와 發生槽 溫度와 吸收槽 溫度사이에서 作動하는 카르노 엔진의 效率의 곱과 같다.

一般的으로 冷凍機의 成積係數는 運轉費用을 나타내는 重要한 尺度이므로 成積係數의

增加는 實用的인 面에서 바람직하다. 吸收式 冷凍機의 性能改善을 위해서는 改良된 吸收式 사이클, 새로운 作動流體의 使用, 傳熱面積이 큰 熱交換器 設置 등이 提案되고 있다. 改良된 사이클의 代表的인 例로서 二重效果 吸收式 사이클 (Double-effect absorption Cycle) 이 있는데 이것은 2개의 發生槽과 2개의 溶液熱交換器를 使用하여 높은 成積係數를 얻는 裝置로서 Whitlow 와 Swearingen 등에 의해 研究되었다.¹⁾ Jacob, Albright, Tucker 와 Mac-criss 등은 作動流體가 冷凍機의 成積係數에 미치는 影響을 여러가지, 冷媒, 吸收劑組合에 關하여 研究하여 熱容量과 混合熱이 작은 作動流體를 使用할 때 높은 成積係數를 얻을 수 있음을 알아냈다.^{2,3)}

本 研究에서는 現在의 平板型 集熱器에서 얻을 수 있는 100℃이하의 熱水로써 吸收式 冷凍裝置를 作動시킬때 溶液熱交換器가 重要한 設計變數임을 考慮하여 이것이 成積係數에 미치는 影響을 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 알아보았다.

* 서울대학교 大學院

** 正會員, 서울대학교 工科大学

2. 吸收式 사이클解析

2-1. 吸收式 사이클

吸收式 사이클은 主要 5개 構成部分, 즉 發生槽, 凝縮槽, 蒸發槽, 吸收槽와 溶液熱交換器로 이루어져 있다. 吸收式 사이클의 概略圖가 Fig. 1에 나타나 있으며 Table 1은 基準設計條件에서 各 狀態點의 物性值를 나타내고 있다.

吸收式 사이클의 高壓部를 이루는 發生槽와 凝縮槽는 75-80 mmHg의 壓力을 가지며, 이 壓力은 凝縮槽內를 흐르는 冷却水 溫度와 熱傳達面사이의 溫度降下에 의해 結定이 된다. 蒸發槽와 吸收槽는 吸收式 사이클의 低壓部로서 8-9 mmHg의 壓力을 가지며, 이 壓力도 같은 原理로 定해진다.

發生槽內의 溶液은 熱水에 의해 加熱되어 吸收劑와 冷媒의 큰 沸騰點 差異에 의해 冷媒인 물만을 蒸氣로 내보내고 發生槽에 남아있는 LiBr 溶液은 thermosyphon 펌프 作用에 의해 吸收槽로 보내진다. 吸收槽에서 나오는 LiBr 稀溶液은 重力에 의해 發生槽로 되돌아 보며 發生槽와 吸收槽사이의 溶液熱交換器를 통해 LiBr 濃溶液과 熱交換한다.

溶液熱交換器의 機能은 다음 2가지로 볼 수 있다.

첫째로 吸收槽에서 發生槽로 흐르는 LiBr 稀溶液을 加熱하여 發生槽의 供給熱量을 減少시키고, 둘째로 發生槽에서 吸收槽로 흐르는 LiBr 濃溶液을 冷却시켜 吸收槽의 冷却熱量을 減少시키는 것이다.

發生槽에서 나오는 過熱冷媒蒸氣는 凝縮槽에서 飽和液狀態로 冷却되어 蒸發槽로 보내진다. 蒸發槽에서 熱을 얻어 飽和蒸氣狀態로 된 冷媒는 吸收槽에서 LiBr 濃溶液에 吸收되며 이 過程에서 熱을 放出하게 된다. 吸收槽內를 흐르는 冷却水는 이 熱을 除去하여 冷媒와 吸收劑사이의 化學的 結合을 도와주고 吸

收槽內를 低溫, 低壓으로 維持시킴으로써 作動流體의 循環을 圓滑하게 한다.

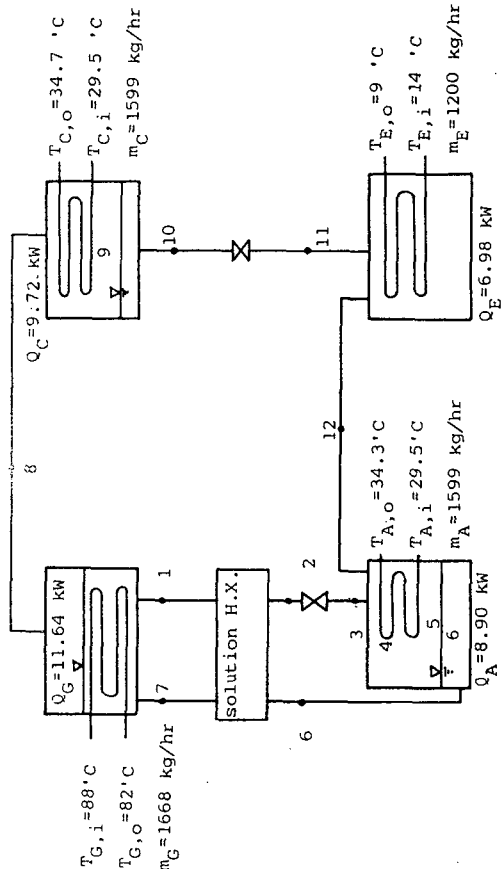


Fig. 1. Schematic diagram of the absorption refrigeration cycle.

Table 1 Properties of state points in absorption refrigeration cycle

points	p(kPa)	T(°C)	x (%)	m(kg/hr)	h(kJ/kg)
1	10.739	83.4	57.5	131.4	-75.8
2	10.739	40.1	57.5	131.4	-149.4
3	0.925		57.5	131.4	-149.4
4	0.925		57.5	131.4	-160.1
5	0.925	32	53.1	142.3	-170.7
6	0.925	32.2	53.1	142.3	-170.2
7	10.739	64.9	53.1	142.3	-102.3
8	10.739	74.2		10.9	2656.5
9	10.739	47.2		10.9	197.6
10	10.739	49		10.9	197.6
11	0.925			10.9	197.6
12	0.925	6		10.9	2512.0

2-2. 關聯計算式

吸收式 사이클 解析에는 다음과 같이 質量, 에너지 平衡方程式, 狀態方程式 등이 使用된다.

1) 狀態方程式

吸收劑인 LiBr 溶液에 관한 壓力, 溫度, 濃도의 關係는 프로그램에서 TEMPSOL, PRESSOL 等으로 表示하였으며 엔탈피는 濃도와 溫도의 函數로서 ENTHSOL로 表示하였다.

冷媒인 물에 관한 物性值 計算은 參考文獻 4의 subroutine 를 引用하여 飽和液 狀態와 飽和蒸氣狀態의 엔탈피는 溫度만의 函數로서 HFVST와 HGT로 各各 表示하였고 過熱蒸氣狀態의 엔탈피는 溫도와 壓力의 函數로서 SUPER로 表示하였다.

2) 에너지 平衡方程式

吸收式 사이클의 各 構成性분에 대하여 다음과 같이 에너지 平衡式을 適用하고 또한 各 構成性分을 一種의 熱交換器로 假定하여 LMTD 式을 適用한다.

$$Q + \sum m \cdot h = 0$$

$$\frac{d}{dt} (M \cdot c \cdot T) = \sum m \cdot h$$

$$Q = UA (LMTD)$$

3) 質量 平衡方程式

吸收式 사이클의 各 構成性분에 대하여 다음과 같이 全體作動流體와 吸收劑인 LiBr 溶液에 관한 質量平衡方程式을 適用한다.

$$\sum m_{in} = \sum m_{out}$$

$$\sum (m \cdot x)_{in} = \sum (m \cdot x)_{out}$$

4) 溶液熱交換器 效率

熱交換器效率 ϵ 은 實際熱傳達量과 熱力學的 最大 熱傳達量의 比로 定義되며, 一般의 所以 다음과 같이 쓸 수 있다.⁵⁾

$$\epsilon = \Phi (NTU, C_{min}, C_{max})$$

2-3. 構成部分의 모델設定

吸收式 사이클 시뮬레이션을 위하여 다음과 같이 모델을 設定하였다. 또한 計算過程을 單

純化시키기 위하여 다음과 같이 몇가지 假定을 세운다.

i) 發生槽에서 나오는 冷媒는 發生槽 溫度 壓力과 같다.

ii) 吸收槽에서 나오는 LiBr 稀溶液은 平衡狀態로 假定한다.

iii) 蒸發槽로 流入되는 모든 冷媒는 飽和 蒸氣로 나온다고 假定한다.

iv) 外部로의 熱損失과 管內의 壓力損失은 無視한다.

v) 凝縮槽에서 나오는 冷媒는 凝縮槽 溫度에서의 飽和液으로 假定한다.

1) 發生槽

發生槽는 thermosyphon 펌프로 作用할 수 있도록 기동形態로 되어있으며 熱水와 作動流體 사이에 熱交換을 일으켜 作動流體가 沸騰하는 一種의 熱交換器로 假定한다.

發生槽에 대한 輸送方程式은 다음과 같다.

$$Q_G = m_G (T_{G,i} - T_{G,o}) =$$

$$(UA)_G \frac{(T_{G,i} - T(1)) - (T_{G,o} - T(7))}{\ln \frac{T_{G,i} - T(1)}{T_{G,o} - T(7)}}$$

狀態點 7을 平衡狀態로 假定하여 위 式에서 實際溫度 $T(7)$ 대신 平衡溫度 $T(7)$ 을 使用하였다.

여기서 總括熱傳達係數와 面積의 곱은 다음과 같이 表示된다.

$$(UA)_G = \frac{A_G}{\frac{AR}{h_i} + \frac{1}{h_o} + R}$$

管內의 熱傳達係數 h_i 는 管內에서 冷却되는 流體에 대하여 보통 使用되는 다음과 같은 式으로 表示된다.(6)

$$h_i = 0.023 \cdot \frac{k}{d} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3}$$

管밖의 熱傳達係數 h_o 는 프로그램에서 HOGEN에 表示되어 있다. 發生槽에 대한 에

너지 平衡方程式과 質量 平衡方程式은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} (M_G c T(1)) &= m(7) h(7) - m(1) h(1) + \\ & m(8) h(8) + Q_G \\ \frac{d}{dt} (M_G x(1)) &= m(7) x(7) - m(1) x(1) \\ m(1) &= m(7) - m(8) \end{aligned}$$

2) 凝縮槽

凝縮槽는 冷却水가 흐르는 管밖에서 冷媒蒸氣가 凝縮하는 것으로 假定하여 다음 式을 쓸 수 있다.

$$Q_c = m_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = (UA)_c \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{\ln \frac{T(9) - T_{c,i}}{T(9) - T_{c,o}}}$$

$(UA)_c$ 는 發生槽에서처럼 구하여지고 管內과 밖의 熱傳達係數는 다음 式으로 表示한다. (6,7)

$$\begin{aligned} h_i &= 0.023 \frac{k}{d} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \\ h_o &= 1.51 (4G/\mu)^{1/4} (k \rho^2 g / \mu^2)^{1/3} \end{aligned}$$

여기서 $G = \frac{m}{LN^2}$

에너지 平衡式은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_c &= m(8) (h(9) - h(8)) \\ \frac{d}{dt} (M_c c T(9)) &= m(8) h(9) - m(10) h(10) \end{aligned}$$

質量 平衡方程式은 다음과 같다.

$$\frac{dM_c}{dt} = m(9) - m(10)$$

3) 蒸發槽

蒸發槽는 管內로 冷水가 흐르고 管밖에서 液體冷媒가 蒸發하는 것으로 假定한다.

$$\begin{aligned} Q_E &= m_E (T_{E,i} - T_{E,o}) = (UA)_E \\ & \frac{T_{E,i} - T_{E,o}}{\ln \frac{T_{E,i} - T(12)}{T_{E,o} - T(12)}} \end{aligned}$$

蒸發槽에 대하여 管안과 밖의 熱傳達係數는 各各 다음과 같이 쓸 수 있다. (6,8)

$$\begin{aligned} h_i &= 0.023 \frac{k}{d} Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \\ h_o &= 0.0038 \cdot Re^{0.4} \cdot Pr^{0.65} \left(\frac{k^3 \cdot g}{\nu^2} \right)^{1/3} \end{aligned}$$

또한 에너지 平衡式과 質量平衡式은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_E &= m(2) (h(12) - h(11)) \\ m(11) &= m(12) \end{aligned}$$

4) 吸收槽

吸收槽는 蒸發槽로부터 오는 冷媒蒸氣에 發生槽에서 오는 LiBr 濃溶液이 散布되는 것으로 假定한다.

$$\begin{aligned} Q_A &= m_A (T_{A,o} - T_{A,i}) = (UA)_A \\ & \frac{(T(3) - T_{A,o}) - (T(5) - T_{A,i})}{\ln \frac{T(3) - T_{A,o}}{T(5) - T_{A,i}}} \end{aligned}$$

吸收槽에서의 管內 熱傳達係數는 다음과 같다.

$$h_i = 0.023 \frac{k}{d} Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

管밖의 熱傳達係數 h_o 는, 吸收槽에서 일어나는 복잡한 現狀때문에 常數로 假定한다.

吸收槽에 대한 에너지 平衡式과 質量平衡式은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_A &= m(12) h(12) + m(4) h(4) - m(5) h(5) \\ \frac{d}{dt} (M_A c T(6)) &= m(5) h(5) - m(6) h(6) \\ \frac{dM_A}{dt} &= m(5) - m(6) \\ \frac{d}{dt} (M_A x(6)) &= m(5) x(5) - m(6) x(6) \end{aligned}$$

5) 溶液熱交換器

本 研究에 使用한 吸收式 冷凍機의 溶液熱交換器는 向流形態의 shell and tube type 으로 假定한다.

이것의 效率 ϵ 은 다음과 같이 定義된다.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1-C))}{1 - C \cdot \exp(-NTU(1-C))}$$

여기서 $NTU = UA_x / C_{min}$

$$C = C_{min} / C_{max}$$

2-4. 計算方法

吸收式 冷凍機의 性能에 影響을 미치는 作

動變數를 同時에 모두 變化시키면서 結果를 얻는다는 것은 매우 복잡하다.

따라서 本研究에서는 모든 媒介變數를 基準設計狀態로 維持시키고 한번에 變數하나만을 바꾸는 方法을 使用했다.

計算에 使用된 變數는 3가지 形態로 나눌 수 있다.

첫번째 形態는 陽函數로부터 求해지는 變數이고 두번째 形態는 陰函數로부터 反復計算法에 의해 求해지는 變數 세번째 形態는 收斂段階에서 求해진 값을 線形積分한 變數로서 다음 段階에서 새로운 값을 얻기 위해 使用된다.

3. 結果 및 檢討

計算에 使用된 모델의 妥當性을 考察하기 위하여 實驗에서 求한 成績係數와 計算結果를 比較한 그림이 Fig.2-4에 있다. 各 運轉條

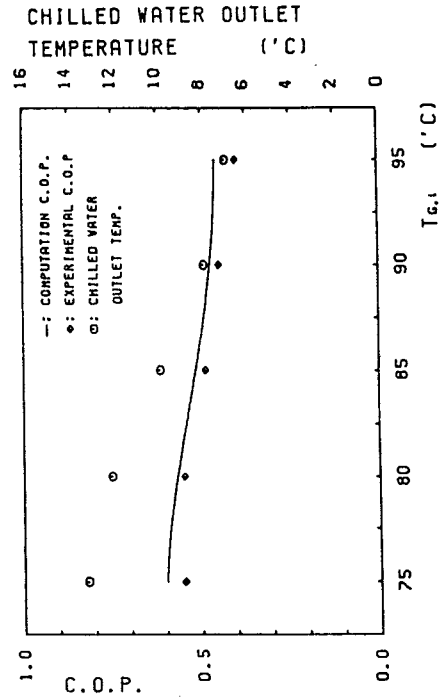


Fig. 3. Effect of hot water temperature on performance [$T_{c,i} = 29.5^{\circ}\text{C}$]

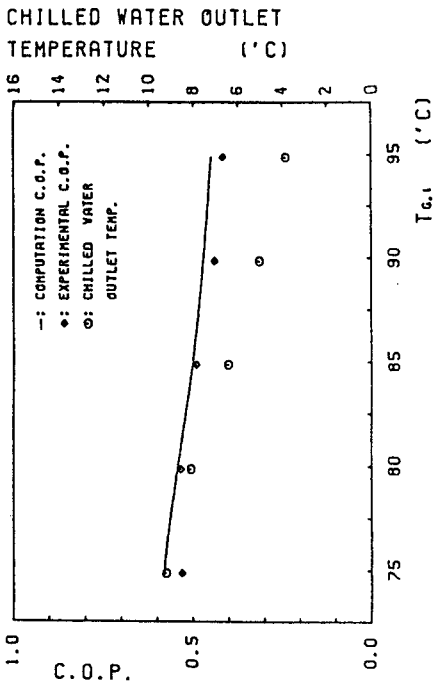


Fig. 2. Effect of hot water temperature on performance [$T_{c,i} = 25^{\circ}\text{C}$]

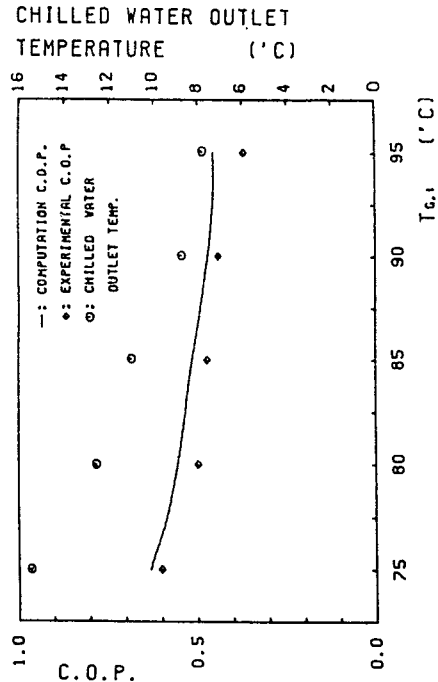


Fig. 4. Effect of hot water temperature on performance [$T_{c,i} = 31^{\circ}\text{C}$]

件에 대하여 實驗에서 구한 成績係數는 計算 結果에 비해 10~15% 정도 낮은 값을 나타 내었다. 이것은 吸收式 사이클 解析에서 假定 한 여러가지 事項들 특히 iii), iv)의 假定과 프로그램의 近似에 起因한 것으로 생각된다.

Fig. 5는 基準設計條件에서 熱交換器의 傳 達單位數, NTU增加에 대한 成績係數의 增加 傾向을 나타내고 있다.

基準設計值를 中心으로 그보다 낮은 NTU 값에서는 熱水入口溫度가 높을수록 NTU增加 에 대한 成績係數의 增加가 더 커짐을 알 수 있으며 基準設計值 以上으로 NTU를 增加시 킬 경우에는 成績係數 增加率이 鈍化됨을 알 수 있다.

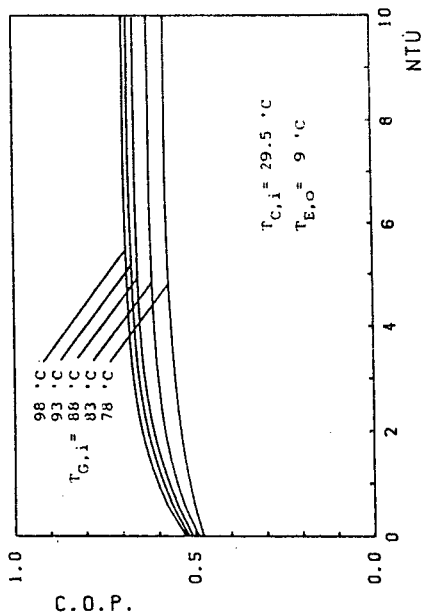


Fig. 5. Effect of ntu on performance

Fig. 6은 基準設計條件에 대하여 各 構成 性分에서 熱傳達量을 나타내고 있다. 發生槽 의 供給熱量과 凝縮槽, 吸收槽에서의 冷却熱 量은 熱交換器의 基準設計值를 中心으로 그이 하에서는 빠른 減少를 나타냈으나, 그 以上에 서는 減少率이 鈍化됨을 알 수 있었다.

以上の 結果에 의해 本 研究에 使用된 冷凍 機의 熱交換器는 適切히 設計되었음을 알 수 있었다.

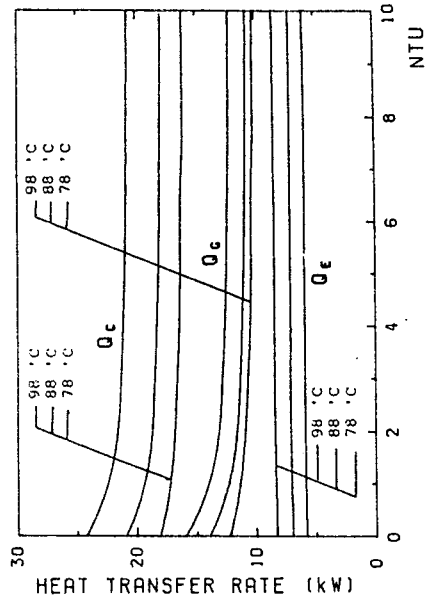


Fig. 6. Effect of ntu on heat transfer rate in each component [$T_{C,i} = 29.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{E,o} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$]

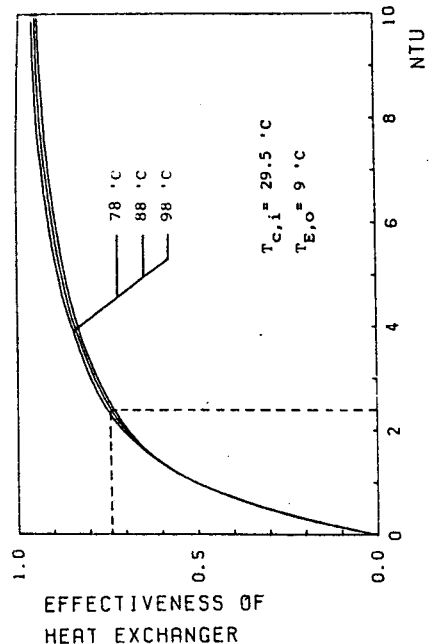


Fig. 7. Counter flow heat exchanger performance for nominal condition

Fig. 7은 基準設計條件에서 傳達單位數 NTU對 熱交換器效率과의 關係를 나타내고 있다.

4. 結 論

吸收式 冷凍사이클 解析을 위한 모델을 設定하고 이것에 대한 시뮬레이션 프로그램을 作成하여 溶液熱交換器가 吸收式 冷凍機 性能에 미치는 影響을 考察하였다.

i) 낮은 熱水溫度에 비해 높은 熱水溫度에서 熱交換器效率의 增加가 成績係數增加에 더 效果的임을 알 수 있었다.

ii) 熱交換器의 傳達單位數를 0에서 基準設計值까지 增加시킬 경우 發生槽의 供給熱量과 凝縮槽, 吸收槽의 冷却熱量은 顯著的 減少를 보였다.

iii) 本 研究에 使用한 溶液熱交換器의 效率을 基準設計值 以上으로 增加시킬때, 成績係數增加率에 매우 작음을 알 수 있었다.

參 考 文 獻

1. Whitlow, E.P., and Swearingen, E.P., "An Improved Absorption Refrigerant Cycle"; J. Gas Age, V. 122, No. 9, p. 19, 1958.
2. Jacob, X., Albright, L.F. and Tucker, W.H., "Factors Affecting the Coefficient of Performance for Absorption Air-Conditioning in Systems," ASHRAE Transaction Paper 2098 V. 75 pt.1, pp. 103-110, 1969.
3. Macriss, R.A., "Selecting Refrigerant-absorbent Fluid Systems for Solar Energy Utilization," ASHRAE Trans. V. 82 pt. I, pp. 975-988, 1976.
4. G. C. Vliet, M.B. Lawson, and R.A. Lithgow, "Water-Lithium Bromide Double-Effect Absorption Cooling Analysis," Center for Energy Studies, the Uni. of Texas, Report DE ACO3-79 SF 10540, December 1980.
5. W.M. Kays and A.L. London, Compact Heat Exchangers, 2nd edition, McGraw-Hill, New York, 1964.
6. W.H. McAdams, Heat Transmission, 3rd edition, McGraw Hill, New York, 1954.
7. D.Q. Kern, Process Heat Transfer, Student edition, McGraw Hill, Kogakusha, 1950.
8. K.R. Chun, and R.A. Seban, "Heat Transfer to Evaporating Liquid films," ASME J. of Heat Transfer, V. 93 pp. 391-396, November. 1971.